Вестник Донского государственного технического университета. 2019. Т. 19, № 3. С. 242–249. ISSN 1992-5980 eISSN 1992-6006
Vestnik of Don State Technical University. 2019. Vol. 19, no. 3, pp. 242–249. ISSN 1992-5980 eISSN 1992-6006

МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ
MACHINE BUILDING AND MACHINE SCIENCE



УДК 62-82
https://doi.org/10.23947/1992-5980-2019-19-3-242-249

Теоретические основы расчета системы управления гидравлического привода стенда для испытаний поршневых гидравлических цилиндров*

А. Т. Рыбак[1], И. К. Цыбрий[2], С. В. Носачёв[3], А. Р. Зенин[4]**
[1, 2, 3, 4] Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация

Theoretical background of hydraulic drive control system analysis for testing piston hydraulic cylinders***

A. T. Rybak[1], I. K. Tsybriy[2], S. V. Nosachev[3], A. R. Zenin[4]**
[1, 2, 3, 4] Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russian Federation

Введение. Долговечность и работоспособность гидравлических машин определяется в результате ресурсных испытаний. При этом для силового нагружения гидравлического двигателя применяются различные тормозные устройства (механические, электрические, гидравлические и др.), в результате чего теряется значительное количество энергии. Этого можно избежать, если при ресурсных испытаниях использовать метод вращательного движения с рекуперацией энергии. Такой подход применим для гидравлических насосов, моторов, а также гидравлических цилиндров.
Материалы и методы. Представлен испытательный стенд, конструкция которого позволяет воссоздать условия, максимально соответствующие реальной эксплуатации гидравлических цилиндров. При этом возможна рекуперация энергии. Для решения задач исследования использованы методы математического моделирования, рассчитаны основные функциональные параметры предлагаемой конструкции. Определение приращения давления в различных точках гидравлической системы базируется на теории объемной жесткости. При моделировании движения подвижных элементов гидравлической системы стенда использованы законы движения ротора.
Результаты исследования. В структуре испытательного стенда рассматриваемые гидроцилиндры размещены в напорной магистрали между гидронасосом и гидромотором. Это позволяет существенно уменьшить сам стенд и сэкономить значительное количество энергии за счет ее рекуперации. Приведена принципиальная гидравлическая схема стенда для испытаний поршневых гидроцилиндров, в рамках которой показана работа подвижных элементов системы. Выполнено математическое моделирование гидравлической системы стенда. Показана кинематическая схема механизма передачи движения между испытуемыми цилиндрами.
Обсуждение и заключения. Представленная в статье система уравнений показывает, каким образом определяется приращение давления в выбранных узловых точках системы рекуперации энергии (в частности, как приращение

Introduction. The durability and performance of hydraulic machines is determined through life tests. At that, various braking devices (mechanical, electric, hydraulic, etc.) are used for strength loading of the hydraulic motor, as a result of which a significant amount of energy is lost. This can be avoided if the method of rotational motion with energy recovery is used during life tests. This approach is applicable for hydraulic pumps, motors, and hydraulic cylinders.
Materials and Methods. A test bench is presented, the design of which provides recreation of the conditions most appropriate for the field operation of hydraulic cylinders. In this case, energy recovery is possible. To solve the research problems, methods of mathematical modeling were used, the basic functional parameters of the proposed design were calculated. The determination of the pressure increment at various points in the hydraulic system is based on the theory of volumetric rigidity. When modeling the motion of the moving elements of the bench hydraulic system, the laws of rotor motion are used.
Research Results. In the structure of the test bench, the cylinders in question are located in the pressure main between the hydraulic pump and the hydraulic motor. This enables to significantly reduce the bench itself and to save a significant amount of energy due to its recovery. A basic hydraulic diagram of the test bench for piston hydraulic cylinders is presented, in which the operation of the moving elements of the system is shown. A mathematical modeling of the hydraulic system of the bench is performed. A kinematic diagram of the mechanism for transmitting motion between test cylinders is shown.
Discussion and Conclusions. The system of equations presented in the paper shows how the increment of pressure at the selected nodal points of the energy recovery system is determined (in particular, how the increment depends on time, re-



* Работа выполнена в рамках инициативной НИР.
** E-mail: 2130373@mail.ru, irconst@mail.ru, nosachev-s@yandex.ru, azenin@donstu.ru
*** The research is done within the frame of the independent R&D.

зависит от времени, приведенного коэффициента объемной жесткости, расхода рабочей жидкости, площади поршней). Величины скоростей перемещения плунжеров гидравлических цилиндров определены согласно кинематической схеме механической передачи стенда. Итоги исследования позволяют утверждать, что, благодаря представленному в статье решению, результаты ресурсных испытаний гидравлических цилиндров будут адекватно отражать их работу при номи нальном режиме эксплуатации.

duced coefficient of volumetric rigidity, operating fluid consumption, and piston areas). The velocities of the hydraulic pistons are determined according to the kinematic scheme of the mechanical transmission of the bench. Thus it can be argued that, thanks to the solution presented in the paper, the life test results of hydraulic cylinders will adequately reflect their operation under rated duties.

Ключевые слова: поршневые гидравлические цилиндры, стенд, испытания, рекуперация энергии, математическое моделирование, кинематическая схема передачи движения.

***Keywords**:* piston hydraulic cylinders, test bench, testing, energy recovery, math modeling, kinematic motion transmission scheme.

***Образец для цитирования*:** Теоретические основы расчета системы управления гидравлического привода стенда для испытаний поршневых гидравлических цилиндров / А. Т. Рыбак [и др.] // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2019. — Т. 19, № 3. — С. 242−249. https://doi.org/10.23947/1992-5980-2019-19-3-242-249

For citation: A.T. Rybak, et al. Theoretical background of hydraulic drive control system analysis for testing piston hydraulic cylinders. Vestnik of DSTU, 2019, vol. 19, no. 3, pp. 242−249. https://doi.org/10.23947/1992-5980-2019-19-3-242-249

Введение. Одним из важных этапов машиностроительного производства, в том числе и производства гидравлических машин, является испытание конечного продукта на соответствие техническим требованиям [1].

Наиболее значимые (при этом трудо- и энергозатратные) испытания — ресурсные. Они позволяют определить долговечность, работоспособность оборудования в процессе длительного применения по назначению. Ресурсные испытания следует проводить в режиме, максимально приближенном к номинальному режиму эксплуатации гидравлических цилиндров. При этом для силового нагружения гидравлического двигателя применяются различные тормозные устройства (механические, электрические, гидравлические и другие), в результате чего теряется значительное количество энергии, переходящей в тепло. Особенно это касается испытаний гидравлических машин средней и высокой мощности.

В результате активных поисков решения обозначенной проблемы разработан метод ресурсных испытаний гидравлических машин вращательного движения с рекуперацией энергии [2–4]. Такой подход дает значительную экономию при испытаниях гидравлических насосов и гидравлических моторов. Для гидравлических цилиндров также разработаны способы испытаний с рекуперацией энергии [5–10]. Схемы, описанные в [9, 10], позволяют изготовить стенд, обеспечивающий полное соответствие режима функционирования гидроцилиндров их работе в реальных условиях эксплуатации.

Материалы и методы

Постановка задачи. Предложена конструкция стенда, которая позволяет в ходе испытаний воссоздать условия, максимально соответствующие реальной эксплуатации гидроцилиндров. При этом возможна рекуперация энергии, что значительно снижает ее затраты, особенно при ресурсных испытаниях. Для решения задач исследования использованы методы математического моделирования, рассчитаны основные функциональные параметры предлагаемой конструкции.

Описание испытательного стенда. Стенд для ресурсных испытаний поршневых гидроцилиндров с рекуперацией энергии разрабатывался на основе ранее предложенного метода испытаний с рекуперацией энергии объемных гидравлических машин вращательного действия [3, 4]. Данное решение подразумевает, что гидравлический мотор через систему механического привода возвращает энергию на вал гидравлического насоса. Испытываемые гидроцилиндры размещаются в напорной магистрали между гидронасосом и гидромотором [5, 6]. Такие испытания позволяют существенно уменьшить сам стенд и сэкономить значительное количество энергии за счет ее рекуперации.

Принципиальная гидравлическая схема стенда для испытаний поршневых гидроцилиндров изображена на рис. 1.

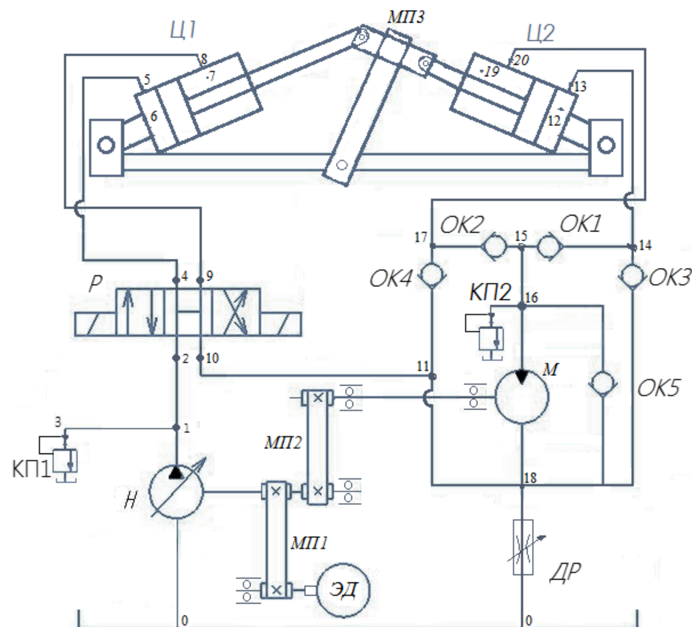


Рис. 1. Принципиальная гидравлическая схема стенда для ресурсных испытаний поршневых гидроцилиндров с рекуперацией энергии

На рис. 1 показано, что в напорную гидролинию между гидронасосом и гидромотором устанавливаются испытываемые гидравлические цилиндры Ц1 и Ц2, связанные между собой механической передачей МП3.

Стенд функционирует следующим образом. Электрический двигатель ЭД посредством механической передачи МП1 приводит во вращение вал гидравлического насоса Н. Энергия, сообщаемая при этом рабочей жидкости, переносится ею по гидролинии 1–2 на вход гидравлического распределителя Р, который направляет ее, например, по магистрали 4–5–6 в поршневую полость гидравлического цилиндра Ц1.

Гидроцилиндр Ц1 посредством механической передачи МП3 передает полученную от рабочей жидкости энергию на шток гидравлического цилиндра Ц2, который в этом случае выполняет функцию насоса и передает энергию рабочей жидкости, находящейся в его поршневой полости.

Из поршневой полости гидроцилиндра Ц2 рабочая жидкость по гидролинии 12–13–14–15–16 подается на вход гидравлического мотора М, который преобразует полученную от рабочей жидкости энергию в энергию вращения вала. Вращение вала гидромотора М посредством механической передачи МП2 передается на вал гидронасоса Н. Передача МП2 рассчитана таким образом, что частота вращения, передаваемая на вал гидронасоса Н от вала гидромотора М, несколько выше той частоты, с которой первичный источник энергии (электродвигатель ЭД) вращает вал гидронасоса. Это способствует затормаживанию вращения вала гидромотора М. Как следствие, повышается давление на входе и открывается предохранительный клапан КП2. Давление возрастает также в гидроцилиндрах Ц1 и Ц2, что обусловливает их работу в соответствующем режиме.

Когда шток гидроцилиндра Ц1 выдвигается на полный ход, на распределитель Р подается команда о смене позиции — и рабочая жидкость, поступающая на вход распределителя Р от гидронасоса Н, направляется по гидролинии 9–8–7 в штоковую полость гидроцилиндра Ц1. Это вызывает обратное движение его поршня, но система рекуперации энергии функционирует, как и при прямом ходе поршня.

Результаты исследования

Математическое моделирование гидравлической системы стенда. Разработаем математическую модель предлагаемой рекуперативной системы испытаний поршневых гидравлических цилиндров. В качестве основы используем теорию объемной жесткости [11–13] с учетом приведенных коэффициентов объемной жесткости гидравлических элементов. Такой подход позволяет более точно моделировать систему, приближенную к реальным условиям эксплуатации гидроцилиндров [14–19]. Особое внимание при моделировании гидравлических приводов следует уделять определению приведенного коэффициента объемной жесткости гидравлических магистралей. Его величина для металлических трубопроводов рассчитывается по известным зависимостям, а для рукавов высокого давления (РВД) определяется экспериментально [20, 21].

В соответствии с теорией объемной жесткости уравнение приращения давления в любой точке гидравлической системы может быть определено по уравнению

$$dp = C_i \left(\sum Q_{\text{вх}i} - \sum Q_{\text{вых}i} \right) dt\,,$$

где $\sum Q_{\text{вх}i}$ и $\sum Q_{\text{вых}i}$ — суммарные входящие и выходящие из рассматриваемого (*i*-го) объема системы расходы рабочей жидкости за время *dt*; C_i — приведенный коэффициент объемной жесткости выбранной области гидросистемы.

Условно разделим гидравлическую систему стенда (рис. 1) узловыми точками. Примем как точку 0 объем гидравлического бака с давлением, равным атмосферному, и запишем уравнения для определения давления в выбранных узловых точках.

$$dp_1 = C_1(Q_{\text{Н}} - Q_{1-2} - Q_{1-3})dt\,,$$

$$dp_2 = C_2(Q_{1-2} - Q_{2-4})dt\,,$$

$$dp_3 = C_3(Q_{1-3} - Q_{\text{КП1}})dt\,,$$

$$dp_4 = C_4(Q_{2-4} - Q_{4-5})dt\,,$$

$$dp_5 = C_5(Q_{4-5} - Q_{5-6})dt\,,$$

$$dp_6 = C_{\text{п1}}(Q_{5-6} - v_{\text{п1}} f_{\text{п}})dt\,,$$

$$dp_7 = C_{\text{шт1}}(v_{\text{п1}} f_{\text{п.шт}} - Q_{7-8})dt\,,$$

$$dp_8 = C_8(Q_{7-8} - Q_{8-9})dt\,,$$

$$dp_9 = C_9(Q_{8-9} - Q_{9-10})dt\,,$$

$$dp_{10} = C_{10}(Q_{9-10} - Q_{10-11})dt\,,$$

$$dp_{11} = C_{11}(Q_{10-11} - Q_{11-18} - Q_{\text{ОК4}})dt\,,$$

$$dp_{17} = C_{17}(Q_{\text{ОК4}} - Q_{17-20} - Q_{\text{ОК2}})dt\,,$$

$$dp_{20} = C_{20}(Q_{17-20} - Q_{20-19})dt\,,$$

$$dp_{19} = C_{\text{шт2}}(Q_{20-19} - v_{\text{п2}} f_{\text{п.шт}})dt\,,$$

$$dp_{12} = C_{\text{п2}}(v_{\text{п2}} f_{\text{п}} - Q_{12-13})dt\,,$$

$$dp_{13} = C_{13}(Q_{12-13} - Q_{13-14})dt\,,$$

$$dp_{14} = C_{14}(Q_{13-14} + Q_{\text{ОК3}} - Q_{\text{ОК1}})dt\,,$$

$$dp_{15} = C_{15}(Q_{\text{ОК1}} + Q_{\text{ОК2}} - Q_{15-16})dt\,,$$

$$dp_{16} = C_{16}(Q_{15-16} + Q_{\text{ОК5}} - Q_{\text{КП2}} - Q_{\text{М}})dt\,,$$

$$dp_{18} = C_{18}\big(Q_{11-18} + Q_{\text{М}} - Q_{\text{ДР}} - Q_{\text{ОК3}} - Q_{\text{ОК5}}\big)dt.$$

Здесь $dp_1 ... dp_5$ — приращения давления в характерных точках напорной гидролинии цилиндра Ц1 за время *dt*; $dp_7 ... dp_{10}$ — приращения давления в характерных точках сливной гидролинии цилиндра Ц1 за время *dt*; $dp_{11} ... dp_{18}$ — приращения давления в характерных точках гидравлической системы рекуперации энергии, включающей гидроцилиндр Ц2 и гидромотор М, за время *dt*; dp_6 и dp_7 — приращения давления в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра Ц1 за время *dt*; dp_{12} и dp_{19} — приращения давления в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра Ц2 за время *dt*; dp_{20} — приращение давления на выходе из штоковой полости гидроцилиндра Ц2 за время *dt*; $C_1 … C_5$, $C_8 … C_{11}$, $C_{13} … C_{18}$ и C_{20} — приведенные коэффициенты объемной жесткости в характерных точках гидравлической системы стенда; $C_{\text{п1}}$ и $C_{\text{п2}}$ — приведенные коэффициенты объемной жесткости поршневых полостей гидравлических цилиндров Ц1 и Ц2 [11–13]; $C_{\text{шт1}}$ и $C_{\text{шт2}}$ — приведенные коэффициенты объемной жесткости штоковых полостей гидравлических цилиндров Ц1 и Ц2 [11–13]; $Q_{\text{Н}}$ — производительность гидравлического насоса Н; $Q_{\text{М}}$ — расход рабочей жидкости через гидравлический мотор М; $Q_{\text{ОК1}} … Q_{\text{ОК5}}$ — расходы рабочей жидкости через обратные клапаны ОК1…ОК5; $Q_{\text{КП1}}$ и $Q_{\text{КП2}}$ — расходы рабочей жидкости через предохранительные клапаны КП1 и КП2; Q_{1_3}, Q_{1_2}, Q_{2_4}, Q_{4_5}, Q_{5_6}, Q_{7_8}, Q_{8_9}, Q_{9_10}, Q_{10_11}, Q_{11_18}, Q_{19_20}, Q_{13_14} — расходы жидкости на соответствующих участках гидравлической системы стенда; $v_{\text{п1}}$ и $v_{\text{п2}}$ — скорости движения поршней гидроцилиндров Ц1 и Ц2 соответственно; $f_{\text{п}}$ — площади поршней испытываемых гидравлических цилиндров Ц1 и Ц2; $f_{\text{п.шт}}$ — площади поршней испытываемых гидравлических цилиндров Ц1 и Ц2 со стороны штоковых полостей.

Значения расходов рабочей жидкости, необходимые для расчета приращения давлений, определяются по формуле:

$$Q_i = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}|p_i - p_{i+1}|} \cdot \mathrm{sign}(p_i - p_{i+1}).$$

Здесь p_i и p_{i+1} — величины давлений на входе и выходе гидравлических сопротивлений; f — площадь живого сечения соответствующего сопротивления; μ — коэффициент расхода сопротивления; ρ — плотность жидкости.

Для участков гидравлических линий (линейных гидравлических сопротивлений) приведенный коэффициент расхода определяется по формуле:

$$\mu = \mu_l = \frac{1}{\sqrt{\lambda_l \frac{l_l}{d_l}}},$$

где d_l и l_l — внутренний диаметр и длина соответствующего участка трубопровода; λ_l — величина коэффициента гидравлического трения участка трубопровода, определяемая с учетом режима течения рабочей жидкости и свойств трубопровода.

Приведенные коэффициенты объемной жесткости металлических трубопроводов определяются по формуле [11–13]:

$$C_l = \frac{4}{\pi d^2 l} \frac{E_{fl}}{1+\frac{d E_{fl}}{\delta\, E_l}},$$

где d и l — диаметр рассматриваемого трубопровода и его длина; δ — толщина стенки трубы; E_{fl} и E_l — величины модуля упругости жидкости и материала стенки трубопровода.

Величину приведенного коэффициента объемной жесткости РВД и трубопроводов, изготовленных из упругих материалов, необходимо определять экспериментально [20, 21].

Производительность насоса определяется с учетом его объемного коэффициента полезного действия

$$Q_{\text{Н}} = \frac{q_{\text{Н}}\omega_{\text{Н}}}{2\pi}\,\eta_0,$$

где $q_{\text{Н}}$ — рабочий объем гидронасоса; $\omega_{\text{Н}}$ — частота вращения вала гидронасоса; η_0 — величина мгновенного значения объемного КПД насоса.

$$\eta_0 = 1 - (1 - \eta_{0.nom}) \cdot \frac{p_{\text{Н}}}{p_{nom}}.$$

Здесь $\eta_{0.nom}$ — номинальная величина объемного КПД насоса (принимается равной объемному КПД при номинальном давлении насоса); p_{nom} — номинальное рабочее давление гидронасоса; p_H — текущая величина давления на выходе насоса (давление в точке 1 гидравлической системы).

Моделирование движения подвижных элементов гидравлической системы стенда. Величины рабочих зазоров обратных клапанов определяются из уравнения движения их затворов:

$$\frac{dv_{\text{кл}}}{dt} = \frac{1}{m_{\text{кл}}}\left[\frac{d_{\text{кл}}^2}{4}\,(p_{1\text{кл}} - p_{2\text{кл}}) - F_{\text{пр}}\right], \qquad \frac{dh_{\text{кл}}}{dt} = v_{\text{кл}},$$

где $v_{\text{кл}}$ — скорость перемещения затвора клапана; $m_{\text{кл}}$ — приведенная масса затвора клапана; $h_{\text{кл}}$ — перемещение (величина рабочего зазора) затвора клапана; $d_{\text{кл}}$ — диаметр отверстия клапана; $F_{\text{пр}}$ — сила воздействия пружины на затвор клапана; t — время.

Закон движения роторов гидронасоса Н и гидромотора М описывается уравнением их движения:

$$\frac{d\omega_{\text{М}}}{dt} = \frac{1}{\text{J}_{\text{М}}}[w_{\text{М}}(p_{1\text{М}} - p_{2\text{М}}) - M_{\text{М}}],$$

$$\frac{d\omega_{\text{Н}}}{dt} = \frac{1}{\text{J}_P}(M_{\text{ЭД}} i_{\text{МП}1} + M_M i_{\text{МП}2} - w_{\text{Н}}(p_1 - p_{\text{ат}})).$$

Здесь $w_{\text{М}}$, $w_{\text{Н}}$ — характерные объемы мотора М и насоса Н соответственно; $\omega_{\text{М}}$ и $\omega_{\text{Н}}$ — угловые скорости вращения валов гидромотора М и насоса Н; $\text{J}_{\text{Н}}$, $\text{J}_{\text{М}}$ — центральные моменты инерции роторов гидронасоса и гидромотора; $p_{1\text{М}}$ — давление на входе гидравлического мотора М; $p_{2\text{М}}$ — давление на выходе гидромотора М; $p_{\text{ат}}$ — давление на входе насоса Н (давление в баке, принимается равным атмосферному давлению); p_1 — давление на выходе гидравлического насоса Н; $M_{\text{ЭД}}$ и $M_{\text{М}}$ — крутящие моменты, создаваемые электродвигателем и гидро-

мотором соответственно; $i_{МП1}$ и $i_{МП2}$ — передаточные отношения механических передач МП2 (от вала гидромотора на вал гидронасоса Н) и МП1 (от вала электрического двигателя на вал гидронасоса Н) соответственно.

Механическая передача МП2 обеспечивает соотношение скоростей вращения валов гидромотора М и гидронасоса Н, описываемое формулой:

$$\omega_М = \omega_Н i_{МП2}.$$

Моделирование механической схемы стенда. Для определения величин скоростей перемещения плунжеров гидравлических цилиндров рассмотрим кинематическую схему механической передачи стенда МП3 (рис. 2).

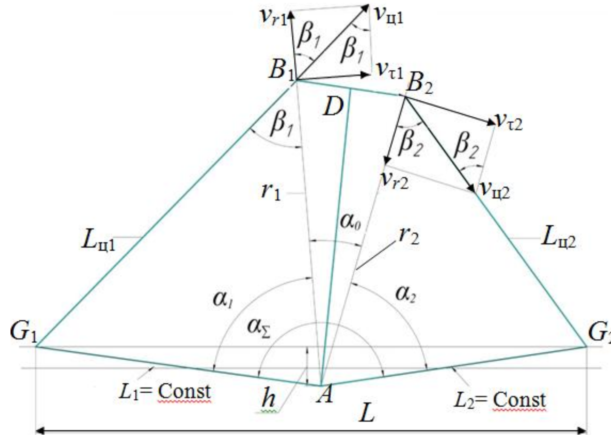


Рис. 2. Кинематическая схема механизма передачи движения между испытуемыми цилиндрами

Передача работает следующим образом. Корпуса гидроцилиндров Ц1 ($L_{ц1}$) и Ц2 ($L_{ц2}$) шарнирно крепятся соответственно в точках *G*1 и *G*2, а их плунжеры шарнирно соединяются в точках *B*1 и *B*2 с коромыслом, имеющим ось вращения в точке А.

Допустим, что ведущий гидроцилиндр (гидравлический двигатель) является гидроцилиндром $L_{ц1}$, а рабочий цилиндр (гидравлический насос) является гидроцилиндром $L_{ц2}$. Скорость плунжера гидроцилиндра $L_{ц1}$ устанавливается соответственно расходу Q_{5_6} рабочей жидкости, поступающей в его поршневую полость. Тогда скорость движения его плунжера можно определить по формуле

$$v_{ц1} = \frac{Q_{5_6}}{f_п}.$$

Движение плунжера гидроцилиндра $L_{Ц1}$ через шарнир B_1 передается на коромысло *AD*, которое вращается вокруг точки *A*. Разложив скорость соединения B_1 на радиальную v_{r1} и тангенциальную $v_{\tau1}$, определим значение тангенциальной составляющей:

$$v_{\tau1} = v_{ц1} \cdot \text{Sin}\beta_1 .$$

Тогда угловую скорость ω_{AD} вращения коромысла AD можно определить из выражения

$$\omega_{AD} = \frac{v_{\tau1}}{r_1},$$

где r_1 — длина радиуса, соединяющего точку *A* вращения коромысла с шарниром B_1.

Через коромысло *AD* движение плунжера гидроцилиндра $L_{ц1}$ передается плунжеру гидроцилиндра $L_{ц2}$, связанного с коромыслом *AD* посредством шарнира B_2. В этом случае тангенциальную скорость шарнира B_2 определим по формуле:

$$v_{\tau2} = r_2\, \omega_{AD} ,$$

где r_2 — длина радиуса, соединяющего точку *A* вращения коромысла с шарниром B_2.

Спроецировав величину тангенциальной скорости движения шарнира B_2 на направление перемещения плунжера гидроцилиндра $L_{ц2}$, определим скорость его перемещения

$$v_{ц2} = \frac{v_{\tau2}}{Sin\beta_2}.$$

Величины углов β_1 и β_2 определятся по закону косинусов из треугольников AG_1B_1 и AG_2B_2 соответственно:

$$\text{Cos}\beta_1 = \frac{L_{ц1}^2 + r_1^2 - L_1^2}{2L_{ц1}r_1},$$

$$\text{Cos}\beta_2 = \frac{L_{ц2}^2 + r_2^2 - L_2^2}{2L_{ц2}r_2}.$$

Здесь $L_{ц1}$ и $L_{ц2}$ — расстояния между осями крепления соответствующих гидроцилиндров к раме стенда и к коромыслу с учетом степени выдвижения их плунжеров; L_1 и L_2 — расстояния между осью вращения коромысла и точками крепления к раме стенда шарниров корпусов гидравлических цилиндров.

Обсуждение и заключения. Представленная в статье система уравнений показывает, каким образом определяется приращение давления в выбранных узловых точках системы рекуперации энергии (в частности, как приращение зависит от времени, приведенного коэффициента объемной жесткости, расхода рабочей жидкости, площади поршней). Величины скоростей перемещения плунжеров гидравлических цилиндров определены согласно кинематической схеме механической передачи стенда. Итоги исследования позволяют утверждать, что, благодаря представленному в статье решению, результаты ресурсных испытаний гидравлических цилиндров будут адекватно отражать их работу при номинальном режиме эксплуатации.

Библиографический список

1. Никитин, О. Ф. Надежность, диагностика и эксплуатация гидропривода мобильных объектов / О. Ф. Никитин. — Москва : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. — 312 с.

2. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т. М. Башта [и др.]. — Москва : Машиностроение, 1982. — 423 с.

3. Устьянцев, М. В. Повышение эффективности привода стенда испытаний гидромашин вращательного действия : автореф. дис. … канд. техн. наук / М. В. Устьянцев. — Ростов-на-Дону, 2012. — 18 с.

4. Исследование рекуперативной гидромеханической системы стенда испытаний объемных гидромашин / А. Т. Рыбак [и др.] // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2011. — Т. 11, № 9 (60). — С. 1651–1661.

5. Рекуперация энергии при испытании гидроцилиндров / А. Н. Чукарин [и др.] // Вестник Ростов. гос. ун-та путей сообщений. — 2009. — № 4. — С. 12–16.

6. Рекуперация энергии при испытании поршневых гидроцилиндров / А. Н. Чукарин [и др.] // Инновационные технологии в машиностроении : сб. ст. Междунар. науч.-практ. конф. — Ростов-на-Дону : Изд. центр ДГТУ, 2009. — С. 64–67.

7. Рыбак, А. Т. Моделирование и расчет стенда для испытаний плунжерных гидравлических цилиндров / А. Т. Рыбак, С. А. Фреинт, Д. С. Мазнев // Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения : тр. 10-й междунар. науч.-практ. конф. 1–3 марта 2017 г. — Ростов-на-Дону : Изд. центр ДГТУ, 2017. — С. 692–695.

8. Фреинт, С. А., Математическое моделирование гидросистемы стенда с улучшенными характеристиками / С. А. Фреинт, А. Т. Рыбак // Системный анализ, управление и обработка информации : тр. VII междунар. семинара 6–12 октября 2016 г. — Ростов-на-Дону : Изд. центр ДГТУ, 2016. — С. 57–61.

9. Рыбак, А. Т. Моделирование гидромеханической системы испытательного стенда с рекуперацией энергии / А. Т. Рыбак, С. А. Фреинт, А. Ю. Пелипенко // Механика, оборудование, материалы и технологии : мат-лы Междунар. науч.-практ. конф. 29–30 марта 2018 г. — Краснодар : ПринтТерра, 2018. — С. 163–169.

10. Моделирование и исследование динамики привода стенда испытаний гидравлических машин возвратно-поступательного действия / А. Т. Рыбак [и др.] // Динамика технических систем «ДТС-2018» : сб. тр. XIV междунар. науч.-техн. конф. 12–14 сентября 2018 г. — Ростов-на-Дону : Изд. центр ДГТУ. — С. 68–72.

11. Богуславский, И. В. Научно-методологические основы проектирования приводов технологических машин / И. В. Богуславский, А. Т. Рыбак, В. А. Чернавский. — Ростов-на-Дону : Ин-т управления и инноваций авиационной промышленности, 2010. — 276 с.

12. Рыбак, А. Т. Совершенствование научно-методологических основ проектирования систем приводов технологических машин / А. Т. Рыбак, И. В. Богуславский // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2010. — Т. 10, № 2 (45). — С. 249–257.

13. Modeling and calculation of hydromechanical systems dynamics based on the volume rigidity theory / A. T. Rybak [et al.] // MATEC Web of Conferences. — 2018. — Vol. 226. — P. 6.

14. Теоретические исследования гидромеханического привода рабочего органа мобильной технологической машины / А. Р. Темирканов [и др.] // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2015. — Т. 15, № 2 (81). — С. 56–64.

15. Рыбак, А. Т. Моделирование и исследования синхронного гидромеханического привода мобильной технологической машины / А. Т. Рыбак, А. Р. Темирканов, О. В. Ляхницкая // СТИН. — 2017. — № 9. — С. 15–20.

16. Рыбак, А. Т. Динамика синхронного гидромеханического привода мобильной технологической машины / А. Т. Рыбак, А. Р. Темирканов, О. В. Ляхницкая // СТИН. — 2018. — № 3. — С. 4–7.

17. Rybak, A. T. Dynamics of Synchronous Hydromechanical Drive in Mobile Machine / A. T. Rybak, A. R. Temirkanov, O. V. Lyakhnitskaya // Russian Engineering Research. — 2018. — № 38 (9). — P. 702–704. DOI 10.3103/S1068798X18090253.

18. Rybak, A. T. Synchronous hydromechanical drive of a mobile machine / A. T. Rybak, A. R. Temirkanov, O. V. Lyakhnitskaya // Russian Engineering Research. — 2018. — № 38 (3). — P. 212–217.

19. Tsybry, I. K. Analysis of the influence of positive feedback on the quality of the control system [Электронный ресурс] / I. K. Tsybry, V. I. Ignatenko. — Режим доступа: https://www.researchgate.net/publication/320732047_Analysis_of_the_influence_of_positive_feedback_on_the_quality_of_the_control_systemDOI:%2010.1051/matecconf/%20201713202011 (дата обращения : 12.08.19).

20. Рыбак, А. Т. К вопросу о вычислении приведенного коэффициента объемной жесткости гидролиний / А. Т. Рыбак, О. В. Ляхницкая // Механика, оборудование, материалы и технологии : тр. междунар. науч.-практ. конф. — Краснодар : Изд-во Кубан. гос. технолог. ун-та, 2018. — С. 169–175.

21. Rybak, A. Modelling the reduced coefficient of volumetric rigidity in high-pressure rubber-cord shell hoses [Электронный ресурс] / A. Rybak, O. Lyakhnitskaya. — Режим доступа: https://www.researchgate.net/publication/320732124_Modelling_the_Reduced_Coefficient_of_Volumetric_Rigidity_in_High-Pressure_Rubber-Cord_Shell_Hoses (дата обращения : 12.08.19).

Сдана в редакцию 25.02.2019
Принята к публикации 05.04.2019

Об авторах:

Рыбак Александр Тимофеевич,
профессор кафедры «Приборостроение и биомедицинская инженерия» Донского государственного технического университета (РФ, 344000, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), доктор технических наук, профессор
ORCID: https://orcid.org/0000-0001-9950-3377
2130373@mail.ru

Цыбрий Ирина Константиновна,
заведующая кафедрой «Приборостроение и биомедицинская инженерия» Донского государственного технического университета (РФ, 344000, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), кандидат технических наук, доцент
ORCID: https://orcid.org/0000-0002-6281-1832,
irconst@mail.ru

Носачёв Сергей Викторович,
старший преподаватель кафедры «Автоматизация производственных процессов» Донского государственного технического университета (РФ, 344000, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), кандидат технических наук
ORCID: https://orcid.org/0000-0003-0302-2937
nosachev-s@yandex.ru

Зенин Александр Романович,
аспирант Донского государственного технического университета (РФ, 344000, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1)
ORCID: https://orcid.org/0000-0003-0336-315X
azenin@donstu.ru